

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2000-329066

(43)Date of publication of application : 28.11.2000

(51)Int.Cl.

F04B 39/10  
// F04B 27/08

(21)Application number : 11-138674

(71)Applicant : TOYOTA AUTOM LOOM WORKS LTD

(22)Date of filing : 19.05.1999

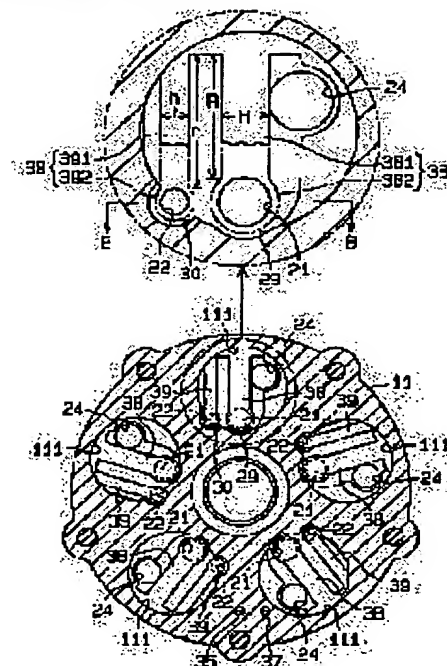
(72)Inventor : MURASE MUNEHARU  
MORISHITA ATSUSHI  
MURASE MASAKAZU  
OYAMA KATSUYA  
KAWAGUCHI MASAHIRO

## (54) SUCTION VALVE CONSTRUCTION OF PISTON TYPE COMPRESSOR

### (57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To provide a suction valve construction effective for preventing an abnormal sound from occurring due to self-excited vibration of suction valve of a piston type compressor.

**SOLUTION:** A main suction valve 38 is a flexibly deformable valve having a deformation portion 381 cantilever-supported to be flexibly deformed, and a closing portion 382 connected to a leading end of the deformation portion 381 for closing a main suction portion 21. An auxiliary suction valve 39 is a flexibly deformable valve having a deformation portion 391 cantilever-supported to be flexibly deformed, and a closing portion 392 connected to a leading end of the deformation portion 391 for closing an auxiliary suction portion 22. The deformation portion 381 of the main suction valve 38 is substantially identical in length with the deformation portion 391 of the auxiliary suction valve 39, whereas the deformation portion 381 of the main suction valve 38 is larger in width than the deformation portion 391 of the auxiliary suction valve 39.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

**This Page Blank (uspto)**

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号  
特開2000-329066  
(P2000-329066A)

(43) 公開日 平成12年11月28日 (2000. 11. 28)

(51) IntCl.<sup>7</sup>

識別記号

F I

テマコード (参考)

F 0 4 B 39/10

F 0 4 B 39/10

S 3 H 0 0 3

// F 0 4 B 27/08

27/08

P 3 H 0 7 6

審査請求 未請求 請求項の数 8 O L (全 8 頁)

(21) 出願番号 特願平11-138674  
(22) 出願日 平成11年 5 月19日 (1999. 5. 19)

(71) 出願人 000003218  
株式会社豊田自動織機製作所  
愛知県刈谷市豊田町 2 丁目 1 番地  
(72) 発明者 村瀬 宗治  
愛知県刈谷市豊田町 2 丁目 1 番地 株式会  
社豊田自動織機製作所内  
(72) 発明者 森下 教之  
愛知県刈谷市豊田町 2 丁目 1 番地 株式会  
社豊田自動織機製作所内  
(74) 代理人 100068755  
弁理士 恩田 博宣

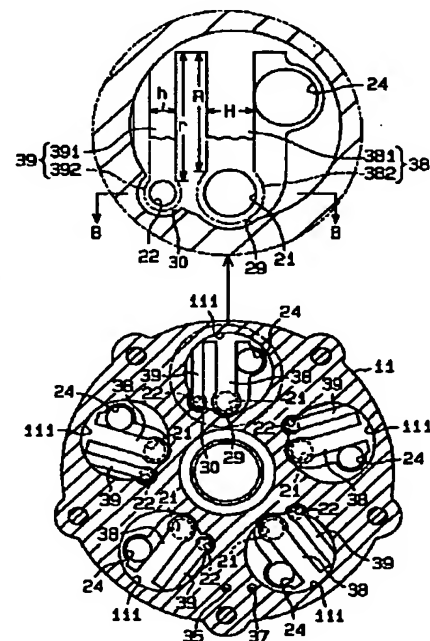
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ピストン式圧縮機における吸入弁構造

(57) 【要約】

【課題】 ピストン式圧縮機における吸入弁の自動振動による異常音発生を防止するのに効果的な吸入弁構造を提供する。

【解決手段】 主吸入弁 38 は、片持ち支持されて撓み変形する変形部 381 と、変形部 381 の先端に連結されて主吸入ポート 21 を閉鎖する閉鎖部 382 とからなる撓み変形弁である。副吸入弁 39 は、片持ち支持されて撓み変形する変形部 391 と、変形部 391 の先端に連結されて副吸入ポート 22 を閉鎖する閉鎖部 392 とからなる撓み変形弁である。主吸入弁 38 の変形部 381 の長さとは副吸入弁 39 の変形部 391 の長さは略同じであるが、主吸入弁 38 の変形部 381 の幅は、副吸入弁 39 の変形部 391 の幅よりも大きくしてある。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 ガスを吸入するための吸入ポートを吸入弁で開閉し、シリンダボア内のピストンの吸入動作によって吸入ポートから前記吸入弁を押し退けて前記シリンダボアへ前記ガスを吸入するピストン式圧縮機において、1つの前記シリンダボアに対応する複数の前記吸入ポートと、

前記吸入ポートと1対1に対応する複数の吸入弁と、前記複数の吸入弁と1対1に対応して前記各吸入弁に接触して前記各吸入弁のそれぞれの最大開度を規定する複数の最大開度規定手段と、

前記吸入ポートを開く前記吸入弁の開放性能を前記吸入ポートと1対1に対応して規定する複数の開放性能規定手段とを備え、

前記複数の吸入弁の開閉動作を互いに独立させると共に、前記複数の吸入弁のうちの少なくとも1つの開放性能を他の吸入弁のうちの少なくとも1つの開放性能よりも高くしたピストン式圧縮機における吸入弁構造。

【請求項2】 前記開放性能規定手段は、前記複数の吸入ポートの通過断面積である請求項1に記載のピストン式圧縮機における吸入弁構造。

【請求項3】 前記開放性能規定手段は、前記吸入ポートを閉じる方向へ前記吸入弁を付勢する付勢手段である請求項1に記載のピストン式圧縮機における吸入弁構造。

【請求項4】 前記吸入弁は、片持ち支持されて撓み変形する変形部と、前記変形部の先端に連結されて前記吸入ポートを閉鎖する閉鎖部とを備えた撓み変形弁であり、前記付勢手段は前記変形部である請求項3に記載のピストン式圧縮機における吸入弁構造。

【請求項5】 前記複数の撓み変形弁の各変形部の厚みは同じであり、前記変形部の幅を異ならせることによって前記変形部における開放性能を異ならせた請求項4に記載のピストン式圧縮機における吸入弁構造。

【請求項6】 前記複数の撓み変形弁の各変形部の厚みは同じであり、前記変形部の長さを異ならせることによって前記変形部における開放性能を異ならせた請求項4に記載のピストン式圧縮機における吸入弁構造。

【請求項7】 前記ピストンは複数であって回転軸の周りに配列されており、前記複数のピストンは前記回転軸の回転によって前記シリンダボア内を往復動され、前記吸入ポートは、吸入室及び吐出室と前記シリンダボアとを区画する区画板上に形成されており、前記吐出室は前記吸入室を包囲するように形成されており、前記吸入室のガスは前記吸入ポートを経由して前記シリンダボアに吸入され、前記シリンダボアのガスは前記区画板上に形成された吐出ポートを経由して前記吐出室に吐出される請求項1乃至請求項6のいずれか1項に記載のピストン式圧縮機における吸入弁構造。

【請求項8】 前記吸入弁は前記撓み変形弁であり、前記回転軸の半径方向、かつ前記回転軸の軸線に向けて前記

シリンダボアを横断するように延びている請求項7に記載のピストン式圧縮機における吸入弁構造。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、ガスを吸入するための吸入ポートを吸入弁で開閉し、シリンダボア内のピストンの吸入動作によって吸入ポートから前記吸入弁を押し退けてシリンダボアへ冷媒を吸入するピストン式圧縮機における吸入弁構造に関するものである。

【0002】

【従来の技術】 特開平9-273478号公報に開示されるようなピストン式圧縮機では、吸入弁が吸入ポートを閉じる位置から最大開度位置までに移行する間に自励振動を起こし、この自励振動によって吸入脈動が発生することがある。吸入脈動は外部冷媒回路上の蒸発器を振動させて異常音を発生させる。特開平2-161182号公報では、吸入弁の自励振動を防止するための吸入弁構造が開示されている。この従来装置では、1つのシリンダボアに対して主吸入ポート及び副吸入ポートの2つの吸入ポートがある。主吸入ポートは主吸入弁によって開閉され、副吸入ポートは副吸入弁によって開閉される。ピストンの吸入動作が開始されると、まず副吸入弁が副吸入ポートを閉じる位置から係止凹部に当接する最大開度位置の側へ移行開始し、次いで主吸入弁が主吸入ポートを閉じる位置から係止凹部に当接する最大開度位置側へ移行開始する。副吸入弁は主吸入弁よりも先に最大開度位置へ移行する。副吸入弁は主吸入弁上に主吸入弁とは逆向きに一体形成されているため、副吸入弁が係止凹部に当接すると、吸入弁全体の自励振動が抑制される。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】 しかし、副吸入弁と同様に動く主吸入弁上に副吸入弁を主吸入弁とは逆向きに一体形成する構成は、副吸入弁及び主吸入弁の開き易さの設定を困難にする。副吸入弁及び主吸入弁はいずれもそれらの先端側ほど大きく動くように撓み変形する撓み変形弁であるが、主吸入弁上の副吸入弁の長さ（その根元から副吸入ポートまでの距離）は、主吸入ポートと副吸入ポートとの距離の半分程度という制約を受ける。このような制約は、副吸入弁を開き易くする上での妨げとなる上、副吸入弁の弾性限界内の最大弁開度を適正に確保することを難しくする。副吸入弁の開き難さは自励振動の抑制を難しくする。

【0004】 本発明は、ピストン式圧縮機における吸入弁の自励振動による異常音発生を防止するのに効果的な吸入弁構造を提供することを目的とする。

【0005】

【課題を解決するための手段】 そのために本発明は、ガスを吸入するための吸入ポートを吸入弁で開閉し、シリンダボア内のピストンの吸入動作によって吸入ポートか

ら前記吸入弁を押し退けてシリンダボアへ前記ガスを吸入するピストン式圧縮機を対象とし、請求項1の発明では、1つの前記シリンダボアに対応する複数の前記吸入ポートと、前記吸入ポートと1対1に対応する複数の吸入弁と、前記複数の吸入弁と1対1に対応して前記各吸入弁に接触して前記各吸入弁のそれぞれの最大開度を規定する複数の最大開度規定手段と、前記吸入ポートを開く前記吸入弁の開放性能を前記吸入ポートと1対1に対応して規定する複数の開放性能規定手段とを備えた吸入弁構造を構成し、前記複数の吸入弁の開閉動作を互いに独立させると共に、前記複数の吸入弁のうちの少なくとも1つの開放性能を他の吸入弁のうちの少なくとも1つの開放性能よりも高くした。

【0006】小流量状態（回転数が低い運転状態又は可変容量型圧縮機における容量が小さい運転状態）では開放性能の高い吸入弁のみが吸入ポートを開き、かつこの吸入弁が最大開度規定手段に接触する最大開度位置に直ちに移行するように前記開放性能を設定しておけば、小流量状態におけるピストンの吸入行程時には、開放性能の高い吸入弁のみが吸入ポートを開いて最大開度位置に直ちに移行する。小流量状態において開放性能の高い吸入弁が吸入動作開始に伴って最大開度位置に直ちに移行する構成は、吸入弁の自励振動の抑制に有効である。

【0007】請求項2の発明では、請求項1において、前記開放性能規定手段は、前記吸入ポートの通過断面積とした。吸入ポートの通過断面積が大きいほど開放性能は高くなる。

【0008】請求項3の発明では、請求項1において、前記開放性能規定手段は、前記吸入ポートを閉じる方向へ前記吸入弁を付勢する付勢手段とした。前記付勢手段の付勢力が小さいほど開放性能は高くなる。

【0009】請求項4の発明では、請求項3において、前記吸入弁は、片持ち支持されて撓み変形する変形部と、前記変形部の先端に連結されて前記吸入ポートを閉鎖する閉鎖部とを備えた撓み変形弁とし、前記付勢手段は前記変形部とした。

【0010】このような撓み変形弁は吸入弁として簡便である。請求項5の発明では、請求項4において、前記複数の撓み変形弁の各変形部の厚みは同じとし、前記変形部の幅を異ならせることによって前記変形部における開放性能を異ならせた。

【0011】変形部の幅が小さいほど開放性能は高くなる。請求項6の発明では、請求項4において、前記複数の撓み変形弁の各変形部の厚みは同じとし、前記変形部の長さを異ならせることによって前記変形部における開放性能を異ならせた。

【0012】変形部の長さが長いほど開放性能は高くなる。請求項7の発明では、請求項1乃至請求項6のいずれか1項において、前記ピストンは複数であって回転軸の周りに配列されており、前記複数のピストンは前記回

転軸の回転によって前記シリンダボア内を往復動され、前記吸入ポートは、吸入室及び吐出室と前記シリンダボアとを区画する区画板上に形成されており、前記吐出室は前記吸入室を包囲するように形成されており、前記吸入室のガスは前記吸入ポートを経由して前記シリンダボアに吸入され、前記シリンダボアのガスは前記区画板上に形成された吐出ポートを経由して前記吐出室に吐出されるようにした。

【0013】吸入室の周囲を吐出室で包囲した構成は、円柱形状の吸入室の形成を可能とする。吐出室の周囲を吸入室で包囲した構成は、環状形状の吸入室の形成となる。円柱形状の吸入室は、環状形状の吸入室に比べて吸入脈動の抑制に優れている。

【0014】請求項8の発明では、請求項7において、前記吸入弁は前記撓み変形弁であり、前記回転軸の半径方向、かつ前記回転軸の軸線に向けて前記シリンダボアを横断するように延びているようにした。

【0015】吸入弁の変形部の長さの設定自由度が高い。

【0016】

【発明の実施の形態】以下、可変容量型圧縮機に本発明を具体化した第1の実施の形態を図1～図4に基づいて説明する。

【0017】図1に示すように、シリンダブロック11の前端にはフロントハウジング12が接合されている。シリンダブロック11の後端にはリヤハウジング13が区画板14、弁形成プレート15、16及びリテーナ形成プレート17を介して接合固定されている。制御圧室121を形成するフロントハウジング12とシリンダブロック11とは回転軸18が回転可能に支持されている。制御圧室121から外部へ突出する回転軸18は、プーリ（図示略）及びベルト（図示略）を介して外部駆動源、例えば車両エンジン（図示略）から駆動力を得る。

【0018】回転軸18には回転支持体19が止着されている。又、回転軸18には斜板20が回転軸18の軸方向へスライド可能かつ傾動可能に支持されている。斜板20は、斜板20に止着されたガイドピン23と回転支持体19側のガイド孔25との連係により回転軸18の軸方向へ傾動可能かつ回転軸18と一体的に回転可能である。斜板20の傾動は、ガイド孔25とガイドピン23とのスライドガイド関係、及び回転軸18のスライド支持作用により案内される。ガイドピン23及びガイド孔25は、斜板20を傾動させるためのヒンジ機構を構成する。

【0019】斜板20の半径中心部が回転支持体19側へ移動すると、斜板20の傾角が増大する。斜板20の半径中心部がシリンダブロック11側へ移動すると、斜板20の傾角が減少する。斜板20の最小傾角は、回転軸18に取り付けられたサークリップ28と斜板20と

の当接によって規定される。斜板20の最大傾角は、回転支持体19と斜板20との当接によって規定される。図1の斜板20の実線位置は斜板20の最小傾角位置を示し、斜板20の鎖線位置は斜板20の最大傾角位置を示す。

【0020】図2に示すように、シリンダブロック11には複数のシリンダボア111（本実施の形態では5つ）が貫設されている。複数のシリンダボア111は回転軸18の周囲に等間隔に配列されており、各シリンダボア111内にはピストン26が収容されている。斜板20の回転運動はシュー27を介してピストン26の前後往復運動に変換され、ピストン26がシリンダボア111内を前後動する。

【0021】図1及び図4に示すように、リヤハウジング13内には吸入室131及び吐出室132が区画形成されている。吐出室132は隔壁133を介して吸入室131の側方を取り囲んでいる。リヤハウジング13の背壁には供給通路40が配設されている。供給通路40はリヤハウジング13の周壁から吐出室132を横断して吸入室131に連通している。区画板14、弁形成プレート16及びリテーナ形成プレート17上には主吸入ポート21及び副吸入ポート22が各シリンダボア111に対応して形成されている。区画板14及び弁形成プレート15上には吐出ポート24が各シリンダボア111に対応して形成されている。弁形成プレート15上には主吸入弁38及び副吸入弁39が形成されており、弁形成プレート16上には吐出弁161が形成されている。主吸入弁38は主吸入ポート21を開閉し、副吸入弁39は副吸入ポート22を開閉する。吐出弁161は吐出ポート24を開閉する。図3に示すように、各シリンダボア111には最大開度規定凹部29、30が形成されている。最大開度規定凹部29は、主吸入弁38の最大開度を規定し、最大開度規定凹部30は副吸入弁39の最大開度を規定する。最大開度規定凹部29の深さは最大開度規定凹部30の深さよりも大きくしてあり、主吸入弁38の最大開度は副吸入弁39の最大開度よりも大きい。

【0022】シリンダボア111内の冷媒ガスは、ピストン26の吐出動作により吐出ポート24から吐出弁161を押し退けて吐出室132へ吐出される。吐出弁161はリテーナ形成プレート17上のリテーナ171に当接して開度規制される。吐出室132に吐出された冷媒は、圧縮機外部の外部冷媒回路31上の凝縮器32、膨張弁33及び蒸発器34を経由して供給通路40から吸入室131に還流する。

【0023】吐出室132と制御圧室121とを接続する圧力供給通路35（図2に図示）上には電磁式容量制御弁36が介在されている。圧力供給通路35は吐出室132の冷媒を制御圧室121へ供給する。電磁式容量制御弁36はコントローラ（図示略）の励消磁制御を受

け、前記コントローラは車両の室内の温度を検出する室温検出器（図示略）によって得られる検出室温及び室温設定器（図示略）によって設定された目標室温に基づいて電磁式容量制御弁36の励消磁を制御する。

【0024】制御圧室121の冷媒ガスは、放圧通路37（図2に図示）を介して吸入室131へ流出する。電磁式容量制御弁36が消磁状態にあるときには吐出室132の冷媒ガスは制御圧室121へ送られない。従って、制御圧室121の内の制御圧と吸入圧とのピストン15を介した差圧が小さくなり、斜板14が最大傾角側へ移行する。電磁式容量制御弁36が励磁状態にあるときには吐出室132の冷媒ガスが圧力供給通路35を介して制御圧室121へ送られる。従って、制御圧室121の内の制御圧と吸入圧とのピストン15を介した差圧が大きくなり、斜板14が最小傾角側へ移行する。

【0025】図2及び図3に示すように、主吸入ポート21及び副吸入ポート22は円形状であり、主吸入ポート21の径は副吸入ポート22の径よりも大きくしてある。主吸入弁38は、片持ち支持されて撓み変形する変形部381と、変形部381の先端に連結されて主吸入ポート21を開閉する閉鎖部382とからなる撓み変形弁である。副吸入弁39は、片持ち支持されて撓み変形する変形部391と、変形部391の先端に連結されて副吸入ポート22を開閉する閉鎖部392とからなる撓み変形弁である。主吸入弁38の変形部381の長さRと副吸入弁39の変形部391の長さrは略同じであるが、主吸入弁38の変形部381の幅Hは、副吸入弁39の変形部391の幅hよりも大きくしてある。主吸入弁38及び副吸入弁39は、回転軸18の軸方向に見て、吐出室132側から吸入室131側へ回転軸18の半径方向に沿ってシリンダボア111を横断するように延びている。

【0026】斜板20が最小傾角付近にある場合にはピストン26のストロークは小さく、吐出容量は低容量となる。このような小流量状態では吸入室131内の冷媒ガスは、ピストン26の吸入動作により副吸入弁39を押し退けて副吸入ポート22からシリンダボア111内へ流入するが、主吸入弁38は主吸入ポート21を閉じたままである。斜板20の傾角が図1の状態から増大するとピストン26のストロークが増え、吐出容量が増える。吐出容量がある程度以上になると、吸入室131内の冷媒ガスは、ピストン26の吸入動作により主吸入弁38を押し退けて主吸入ポート21からもシリンダボア111内へ流入する。

【0027】第1の実施の形態では以下の効果が得られる。

（1-1）主吸入弁38の変形部381の長さRと副吸入弁39の変形部391の長さrとは略同じであるが、主吸入弁38の変形部381の幅Hは副吸入弁39の変形部391の幅hよりも大きくしてある。弁形成プレート

15上に一体形成された主吸入弁38と副吸入弁39との厚みは同じであるため、副吸入弁39の開き易さ、即ち変形部391の開放性能は、主吸入弁38の開き易さ、即ち変形部381の開放性能よりも高い。従って、低容量時には副吸入ポート22のみが開く。副吸入ポート22を開いた副吸入弁39は最大開度規定凹部30に当接する最大開度位置まで直ちに移行し、副吸入弁39の自励振動は生じ難い。吐出容量が増大すると、主吸入弁38も主吸入ポート21を開放するように動作するが、吐出容量が多いときには吸入室131からシリンダボア111へ流入する冷媒ガスの流量が増える。吸入室131からシリンダボア111への冷媒ガス流量の増加は、主吸入弁38の自励振動による吸入脈動の蒸発器34側への波及を抑制する。即ち、吸入弁の自励振動による悪影響の防止は、小流量状態での自励振動を抑制すれば事足りる。

【0028】本実施の形態では、小流量状態では開放性能の高い副吸入弁39のみが副吸入ポート22を開き、かつこの副吸入弁39が最大開度規定凹部30に当接する最大開度位置に直ちに移行するように前記開放性能が設定されている。従って、小流量状態におけるピストン26の吸入行程時には、互いに独立して開閉動作を行なう主吸入弁38及び副吸入弁39のうちの開放性能の高い副吸入弁39のみが副吸入ポート22を開いて最大開度位置に直ちに移行する。小流量状態において開放性能の高い副吸入弁39が最大開度位置に直ちに移行する構成は、小流量状態での吸入弁の自励振動の抑制に有効である。

【0029】(1-2) 弁形成プレート15上に一体形成された一对の撓み変形弁38、39は吸入弁として簡便である。主吸入弁38の変形部381は、主吸入ポート21を開じる方向へ主吸入弁38を付勢する付勢手段であり、副吸入弁39の変形部391は、副吸入弁39を開じる方向へ副吸入弁39を付勢する付勢手段である。これらの付勢手段の付勢力が小さいほど開放性能は高くなるが、変形部381、391の長さ $R$ 、 $r$ が同じであれば、変形部381、391の幅 $H$ 、 $h$ の違いが前記付勢力の違いを左右する。変形部381、391の幅 $H$ 、 $h$ は、前記開放性能を適正設定する上で簡便な調整要素である。

【0030】(1-3) 主吸入ポート21の径 $D$ は副吸入ポート22の径 $d$ よりも大きく、主吸入ポート21における通過断面積は副吸入ポート22における通過断面積よりも大きい。吸入行程の開始時には主吸入弁38の開鎖部382に吸入室131側から作用する全圧力は、副吸入弁39の開鎖部392に吸入室131側から作用する全圧力よりも大きい。主吸入ポート21及び副吸入ポート22の径 $D$ 、 $d$ が変われば前記全圧力も変わる。主吸入ポート21及び副吸入ポート22の通過断面積は、主吸入弁38及び副吸入弁39のそれぞれの開放性能規

定手段となる。変形部381、391の幅 $H$ 、 $h$ の大きさと主吸入ポート21及び副吸入ポート22の径 $D$ 、 $d$ の大きさとの組合せを適宜選択すれば、主吸入弁38の開放性能及び副吸入弁39の開放性能の設定が一層適正に行える。

【0031】(1-4) 吸入室131の周囲を吐出室132で包囲した構成は、円柱形状の吸入室の形成を可能とする。吐出室の周囲を吸入室で包囲した構成は、環状形状の吸入室の形成となる。吸入室131は吸入脈動を抑制するためにあるが、円柱形状の吸入室131は、環状形状の吸入室に比べて吸入脈動の抑制に優れている。又、供給通路40の出口401がいずれの主吸入ポート21及び副吸入ポート22からもほぼ等距離にあるため、出口401における圧力変動が極小となる。実開昭64-56583号公報では、吐出脈動に関して圧力変動が極小となる吐出室内の位置に関する記載があるが、吸入脈動に関しても同じことが言える。出口401における吸入圧の圧力変動は、吸入脈動として供給通路40から外部冷媒回路31へ伝播し、車室内にある蒸発器34が共鳴周波数の吸入脈動によって振動する。しかし、吸入脈動が極小であるため、蒸発器34の振動による騒音は小さい。

【0032】(1-5) 主吸入弁38及び副吸入弁39は、回転軸18の半径方向、かつ回転軸18の軸線に向けて吐出室132側から吸入室131側へシリンダボア111を横断するように延びており、変形部381、391はシリンダボア111の直径に近い長さまで設定できる。即ち、変形部381、391の長さの設定自由度が高く、主吸入弁38及び副吸入弁39の材質の弾性限界を考慮した主吸入弁38及び副吸入弁39の最大開度の設定自由度が高い。主吸入弁38及び副吸入弁39の最大開度は吸入圧損に影響を与え、吸入圧損が低いほど冷媒ガスに関する体積効率が高くなる。主吸入弁38及び副吸入弁39の最大開度の高い設定自由度は、このような体積効率を考慮した主吸入弁38及び副吸入弁39の最大開度の設定を容易にする。

【0033】次に、図5の第2の実施の形態を説明する。第1の実施の形態と同じ構成部には同じ符号が付してある。主吸入ポート21及び副吸入ポート22は同一径にしてあり、主吸入ポート21及び副吸入ポート22における通過断面積は同じである。主吸入弁41の変形部411の幅は副吸入弁42の変形部421の幅と略同じであるが、変形部411の長さは変形部421の長さよりも短くしてある。吸入行程の開始時には主吸入弁41の開鎖部412及び副吸入弁42の開鎖部422に吸入室131側から作用する全圧力は同等である。しかし、変形部411、421の長さが異なるため、副吸入弁42の開放性能は主吸入弁41の開放性能よりも高く、小流量状態では副吸入ポート22のみが開く。付勢手段である変形部411、421の幅が同じであれば、



変形部411、421の長さの違いが付勢力の違いを左右する。変形部411、421の長さは、前記開放性能を適正設定する上で簡便な調整要素である。

【0034】図6の第3の実施の形態では、主吸入ポート21及び副吸入ポート22は同一径にしてあり、主吸入ポート21及び副吸入ポート22における通過断面積は同じにしてある。主吸入弁43の変形部431の長さは副吸入弁44の変形部441の長さと同様であるが、変形部431の幅は変形部441の幅よりも広くしてある。吸入行程の開始時には主吸入弁43の閉鎖部及び副吸入弁44の閉鎖部に吸入室131側から作用する全圧力は同等である。しかし、変形部431、441の幅が異なるため、副吸入弁44の開放性能は主吸入弁43の開放性能よりも高く、小流量状態では副吸入ポート22のみが開く。付勢手段である変形部431、441の長さが同じであれば、変形部431、441の幅の違いが付勢力の違いを左右する。変形部431、441の幅は、前記開放性能を適正設定する上で簡便な調整要素である。

【0035】図7の第4の実施の形態では、副吸入弁39に対する区画板14上の接合面141は粗面に形成されている。冷媒ガスと共に流動する潤滑油が圧縮機内の潤滑必要部位を潤滑しているが、主吸入弁38及び副吸入弁39が主吸入ポート21及び副吸入ポート22を閉じているときには潤滑油が主吸入弁38及び副吸入弁39を区画板14に密着させる。副吸入弁39と粗面141との間の密着力は、主吸入弁38と非粗面との間の密着力よりも弱く、副吸入弁39の開放性能は主吸入弁38の開放性能よりも高い。主吸入弁38及び副吸入弁39に対する区画板14上の接合面の面粗度は開放性能規定手段となり、前記接合面における面粗度が大きいほど前記開放性能が高くなる。前記接合面における面粗度は、前記開放性能を適正設定する上で簡便な調整要素である。

【0036】図8の第5の実施の形態では、副吸入ポート22の周囲に円形状の環状溝142が形成されている。副吸入弁39の閉鎖部392の周縁部は環状溝142上まで張り出しており、区画板14に対する閉鎖部392の接合面積が環状溝142の有無、あるいは環状溝142の形状によって異なる。副吸入弁39と区画板14との間の密着力は、主吸入弁38と区画板14との間の密着力よりも弱く、副吸入弁39の開放性能は主吸入弁38の開放性能よりも高い。環状溝142は開放性能規定手段となり、環状溝142と副吸入弁39との重合面積が大きいほど前記開放性能が高くなる。環状溝142は、前記開放性能を適正設定する上で簡便な調整要素である。

【0037】図9の第6の実施の形態では、副吸入ポート22のシリンダボア111側の開口221の径が吸入室131側の開口222の径よりも大きくしてある。シ

リンダボア111側の開口221の径が大きいほど副吸入弁39の開放性能が高くなる。開口221、222の径に差を持たせた構成は、低容量に適した副吸入ポート22の通過断面積の設定及び自励振動抑制に適した開放性能の設定を共に容易にする。

【0038】本発明では以下のような実施の形態も可能である。

(1) 吸入弁の変形部の厚みを開放性能規定手段とすること。変形部の厚みが薄くなるほど開放性能が高くなる。この場合、主吸入弁及び副吸入弁は弁形成プレートとは別体にすればよい。

(2) 吸入弁の変形部の幅、変形部の長さ、変形部の厚み、吸入ポートの通過断面積のうちの少なくとも2つを調整して開放性能を設定すること。

(3) 1つのシリンダボアに対して3つ以上の吸入弁を対応させること。

(4) 前記(3)項において、複数の吸入弁のうちの少なくとも1つの開放性能を他の吸入弁のうちの少なくとも1つの開放性能よりも高くすること。

(5) 第6の実施の形態を主吸入弁38にも適用すること。

(6) 容量固定型のピストン式圧縮機に本発明を適用すること。

【0039】

【発明の効果】以上詳述したように本発明では、1つのシリンダボアに対応する複数の吸入弁の開閉動作を互いに独立させると共に、複数の吸入弁のうちの少なくとも1つの開放性能を他の吸入弁のうちの少なくとも1つの開放性能よりも高くしたので、ピストン式圧縮機における吸入弁の自励振動による異常音発生を効果的に防止し得るという優れた効果を奏する。

【図面の簡単な説明】

【図1】第1の実施の形態を示す圧縮機全体の側断面図。

【図2】図1のA-A線断面図。

【図3】図2のB-B線断面図。

【図4】図1のC-C線拡大断面図。

【図5】第2の実施の形態を示す要部拡大断面図。

【図6】第3の実施の形態を示す要部拡大断面図。

【図7】第4の実施の形態を示す要部拡大断面図。

【図8】第5の実施の形態を示す要部拡大断面図。

【図9】第6の実施の形態を示す要部拡大断面図。

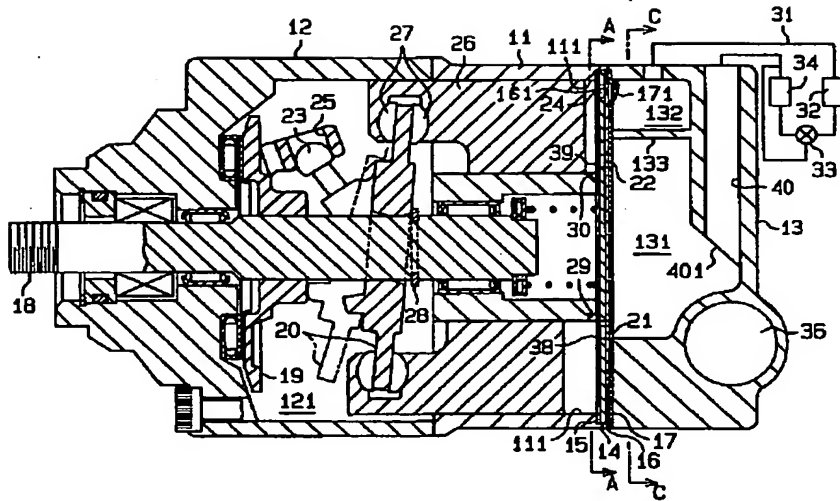
【符号の説明】

111…シリンダボア。131…吸入室。132…吐出室。14…区画板。18…回転軸。21…主吸入ポート。22…副吸入ポート。26…ピストン。29、30…最大開度規定手段となる最大開度規定凹部。38、41、43…主吸入弁。39、42、44…副吸入弁。381、411、431…主吸入弁の開放性能規定手段となる変形部。391、421、441…副吸入弁の開放

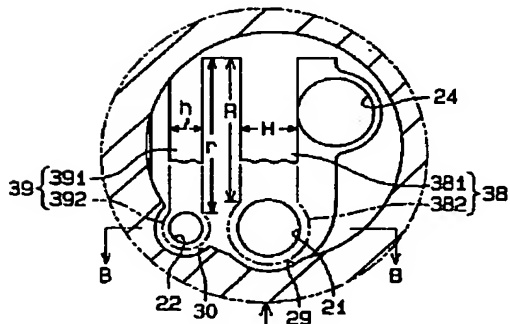


性能規定手段となる変形部。

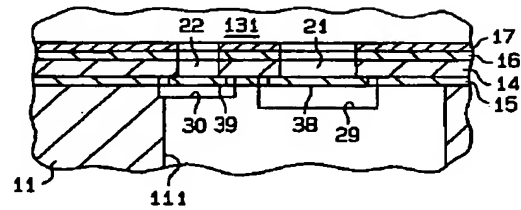
【図1】



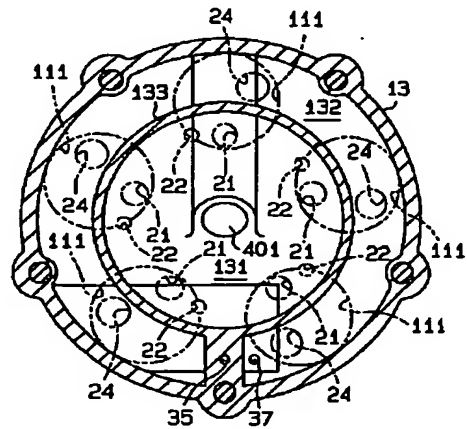
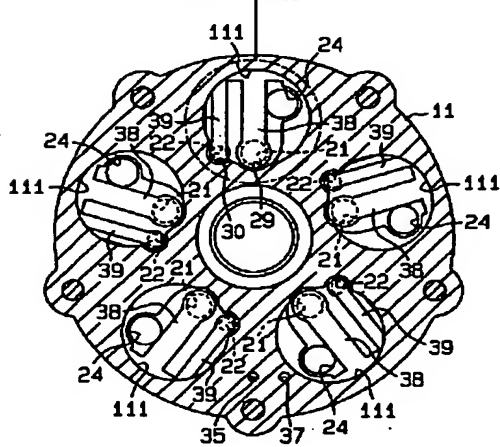
【図2】



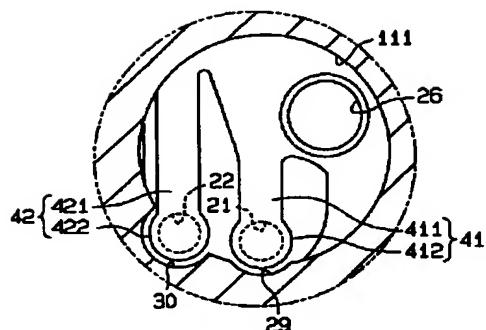
【図3】



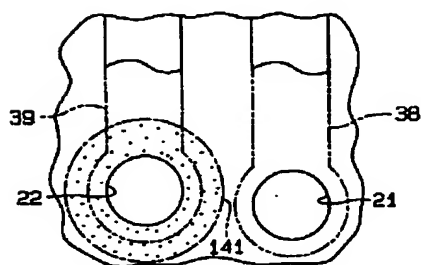
【図4】



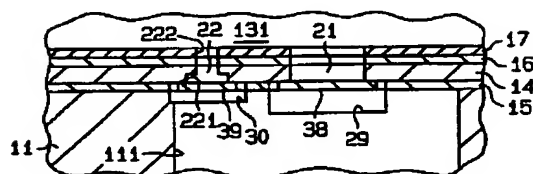
【図5】



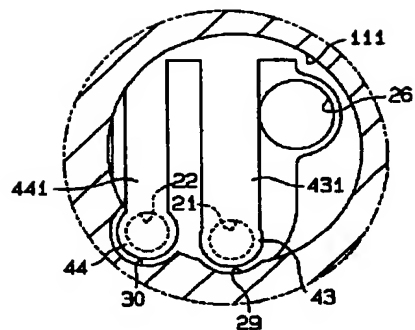
【図7】



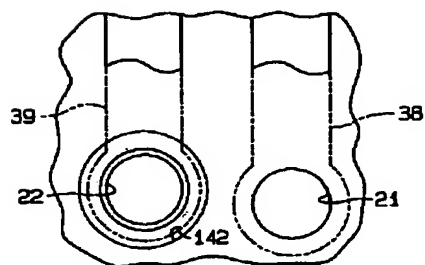
【図9】



【図6】



【図8】



フロントページの続き

(72)発明者 村瀬 正和  
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会  
社豊田自動織機製作所内  
(72)発明者 大山 勝矢  
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会  
社豊田自動織機製作所内

(72)発明者 川口 真広  
愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会  
社豊田自動織機製作所内  
Fターム(参考) 3H003 AA03 AB07 AC03 BA03 CC11  
CC12 CE05  
3H076 AA06 BB01 CC39 CC43 CC92